

内凹结构隔振性能研究

杨雪^{1,2}, 邹文涛^{3,4}, 刘泉源⁴, 姚明格⁵, 胡洪平⁴, 胡元太⁴

(1.西南电子技术研究所,四川成都 610000; 2.四川省空天电子装备环境适应性技术工程实验室,四川成都 610000; 3.湖北航天技术研究院总体设计所,湖北武汉 430040; 4.华中科技大学航空航天学院,湖北武汉 430074; 5.天津航天瑞莱科技有限公司,湖北武汉 430074)

摘要: 针对电子设备对隔振结构的轻量化、小空间、小振幅要求,本文聚焦于对底座低频振动进行隔离。基于内凹六边形负泊松比声子晶体结构,阐明了结构参数对其低频减振性能的影响规律。引入交叉支撑构型,提出了一种内凹交叉支撑板模型,揭示了几何参数对其频响特性的影响机制。经几何参数优化与实验验证,该隔振结构模型在低宽频段具有优异的振动衰减特性:加速度功率谱密度在 100~500 Hz 频段内,衰减率大于 70%;在 35~80、500~2000 Hz 频段内,衰减率大于 40%;3 倍标准差置信度下隔振结构工作位移小于 3 mm。因此适用于低频随机振动的隔离。该模型还具备质量轻、体积小、承载力大、通用性强等优点。

关键词: 低频隔振; 声子晶体; 负泊松比; 内凹结构; 交叉支撑

中图分类号: O328 **文献标志码:** A **DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202305052

Study on vibration isolation performance of concave structure

YANG Xue^{1,2}, ZOU Wentao^{3,4}, LIU Quanyuan⁴, YAO Mingge⁵, HU Hongping⁴, HU Yuantai⁴

(1.Southwest Institute of Electronic Technology, Chengdu 610000, China;

2.Sichuan Provincial Engineering Laboratory of Environmental Adaptability Technology
for Aerospace Electronic Equipment, Chengdu 610000, China;

3.System Design Institute of Hubei Aerospace Technology Academy, Wuhan 430040, China;

4.School of Aerospace Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;

5.Tianjin Aerospace Reliability Technology Co., Ltd., Wuhan 430074, China)

Abstract: In view of the light weight, small space and small amplitude requirements of electronic equipment for vibration isolation structure, the paper focuses on the isolation of low frequency vibration from its base. By introducing the cross-braced configuration, a concave cross braced plate model is proposed, the influence law of structural parameters on its low frequency vibration isolation performance is illustrated. Then, based on the design concept of cross-bracing, a concave sandwich phononic crystal structure model is proposed, and the influence mechanism of geometric parameters on its frequency response characteristics is revealed. After geometric parameter optimization and experimental verification, the vibration isolation structure model has excellent vibration attenuation characteristics in the low and wide frequency band. In 100~500 Hz, the attenuation efficiency of acceleration power spectral density above 70%. In 35~80 Hz, and 500~2000 Hz, the attenuation efficiency of acceleration power spectral density above 40%. Working displacement of the vibration isolation structure under 3 times standard deviation confidence is less than 3 mm. Therefore, it is suitable for the isolation of low frequency random vibration. In addition, the model has broad application prospects owing to its advantages of light weight, small volume, large bearing capacity and strong universality.

Keywords: low frequency vibration isolation; phononic crystal; negative Poisson's ratio; concave structure; cross braced

负泊松比结构由于其独特的变形特性、优异的抗冲击及能量吸收特性,被广泛应用于航空航天、车辆、船舶等领域^[1-2]。近年来,国内外学者对该类单元结构展开了优化研究,以增强其对波的调控作用,

提升其减振性能。SCARPA 等^[3]率先分析了内凹六边形夹层结构的振动特性,并通过几何参数的调整提升了夹层板的吸声性能。RUZZENE 等^[4]比较了弹性波在蜂窝和内凹六边形结构中的传播特性,

收稿日期: 2023-05-30; 修订日期: 2023-11-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11872186, 12232007)

发现内凹六边形结构具有更为优异的滤波特性。随后对比了方形、六边形及内凹六边形单元夹层结构的振动与传声特性,通过理论计算进一步证实了内凹六边形夹层结构在减振和吸声领域的独特优势^[5]。黄毓等^[6]对比了7种典型内凹单元的带隙特性,结果表明内凹六边形结构具有最佳的低频宽带带隙特性。综上所述,内凹六边形结构在减振领域具有显著优势。

此外,夹层板结构具有较高的强度-质量比,满足减振和降噪等领域对强度和质的要求^[7-8]。CHEN等^[9-10]在夹层梁中周期布置局部谐振器,增强了对低频振动的抑制效果。SONG等^[11]、李贤冰^[12]研究了一类蜂窝型周期性夹层结构,验证了蜂窝结构优良的减振特性,并在每个单元中心增设集中质量块,进一步提高了蜂窝结构的减振性能。近年来,一些新颖的夹层结构被提出。JIANG等^[13]提出了一种周期交替的圆腔夹层板,通过理论计算与实验验证了此结构的优良减振特性。LI等^[14]提出了一种圆柱薄壁型夹层板,并在每个单元上方设置了圆柱型谐振器,对板内弯曲波进行了调控。YE等^[15]对腔体板声子晶体的单胞进行了梯度结构设计,形成的超胞能够将相邻的多个带隙合并为更宽的带隙。LI等^[16]提出了一种安装有梁-谐振子的夹层板结构,获得了低频阻带。QIANG等^[17]对此类结构的几何参数进行了优化设计,进一步提升了其低频隔振性能。ZHANG等^[18]提出了一种准零刚度曲梁柔性夹层板结构,实现了超低频的隔振。此外,采用填充橡胶^[19]、梳状结构^[20]等手段降低了结构刚度,同时产生低频带隙。

近年来,负泊松比结构与夹层结构组成声子晶体的研究取得了较大的进展,但与实际应用还有一定的距离。比如在轨道交通、航空航天等领域,受限于装备制造和工作的严苛条件,工程中无法为声子晶体提供额外的空间余量,留给声子晶体单元的设计空间仅限于毫米级。此外,相关装备在生产、运输、使用过程中,所受外部激励的频率范围通常集中于15~2000 Hz,而目前研制的毫米级单元声子晶体还难以在如此低的频段内产生宽频带隙,这严重限制了声子晶体在小空间范围下的应用。与此同时,众多声子晶体在理论研究中仅限于对带隙特征规律的探索,而忽视了其结构强度与制造难度,以至于一些理论上减振性能优异的声子晶体往往具有较细的连接结构与小弯折角等复杂结构。这些结构特征不仅极大降低了结构强度,同时给制造工艺造成了巨大困难,难以投入实际应用。针对以上情况,本文充分考虑工程实际,在15~2000 Hz的频段内开展研究,以负泊松比结构的几何特征为设计基础,对几何

尺寸为毫米级的夹层板结构的隔振性能进行设计与优化,以得到满足强度条件、易于制造、具有超低频隔振性能的减振结构。

1 内凹六边形负泊松比结构的减振性能

1.1 晶格形状对负泊松比结构能带特性的影响

为了得到结构的减振特性,计算了不同尺寸下的内凹六边形负泊松比结构声子晶体的能带及频响曲线。图1(a)、(b)、(c)分别显示了声子晶体单元模型、布里渊区及其整体模型,其几何尺寸由参数 a (单元长度)、 b (连接宽度)、 c (单元宽度)、 θ (内凹角度)决定,负泊松比整体结构由5个单元纵向排列构成。在谐响应分析中,可在模型底部施加沿着纵向的位移激励,观测顶端边界上的平均位移响应,以确定结构的频响特性。

声子晶体的材料为金属铝,密度为 2700 kg/m^3 ,杨氏模量为 70 GPa ,泊松比为 0.33 。研究中计算了两组不同晶格尺寸的声子晶体,尺寸参数为: I型: $a = 15 \text{ mm}$ 、 $b = 1 \text{ mm}$ 、 $c = 10 \text{ mm}$ 、 $\theta = 45^\circ$; II型: $a = 18 \text{ mm}$ 、 $b = 1 \text{ mm}$ 、 $c = 8 \text{ mm}$ 、 $\theta = 45^\circ$ 。

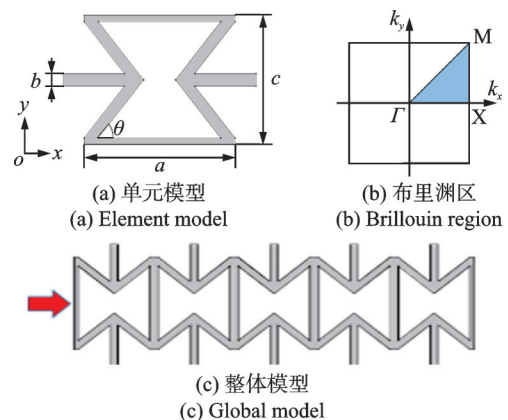


图1 内凹六边形负泊松比结构

Fig. 1 Concave hexagon negative Poisson's ratio structure

可以看出,相较于I型,II型声子晶体的晶格更为扁平。

两种声子晶体在 $X \rightarrow M$ 路径上的能带曲线与频响函数如图2(a)~(d)所示。可以看出,两种结构在第3与第4阶能带曲线之间均具有较宽的带隙,因而对 y 方向的振动具有一定抑制作用。带隙范围恰好与频响曲线传递率为负值的频段相对应,说明了能带计算结果的正确性。

此外,由于几何参数的改变,结构的减振性能也发生了相应变化。随着晶格的扁平化,II型声子晶体的带隙频率相较于I型明显降低。这是由于

扁平构型的晶格有助于降低结构刚度,导致了其第3阶振动频率的下降。第3阶模态如图3所示。通过改变负泊松比结构的几何参数,降低第3条能带,降低能带起始频率,实现对低频振动的控制。

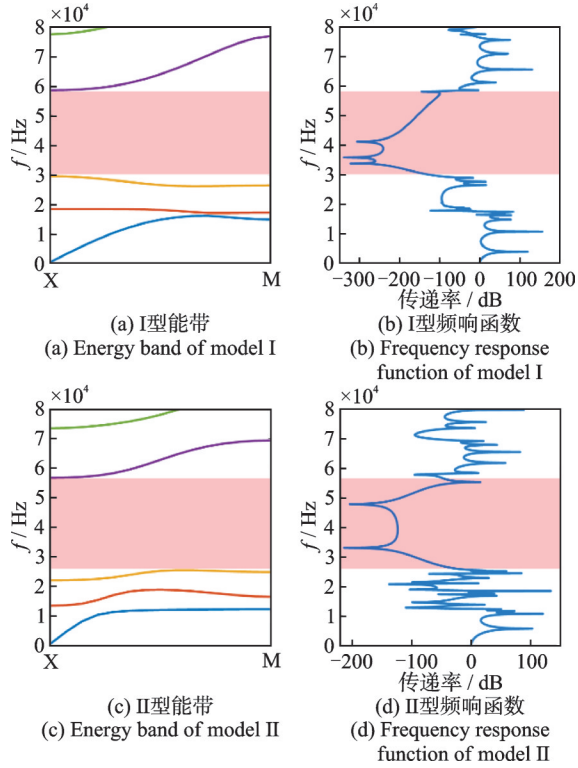


图2 I型、II型声子晶体的隔振性能对比

Fig.2 Comparison on vibration isolation performance of phonon crystals I and II



图3 负泊松比结构的第3阶模态

Fig.3 The third order mode of negative Poisson's ratio structure

表1列出了负泊松比结构的第3阶特征频率与几何参数 a 、 c 的关系。可以看出,随着结构的扁平化,结构的刚度不断降低,导致第3阶特征频率不断下降。因此,采用扁平的晶格构型更有助于实现低频振动控制。

1.2 几何参数对负泊松比结构减振性能的影响

为满足工程中电子设备的减振需要,本节考虑负载质量的影响,将扁平型负泊松比声子晶体作为减振结构,研究结构参数对频响特性的影响。图4(a)为扁平型负泊松比声子晶体隔振模型,上半

表1 第3阶特征频率随几何参数 a 、 c 的变化

Tab. 1 The third order characteristic frequency versus geometric parameters a and c

a /mm	c /mm	特征频率/Hz
12	13	35848
15	10	29512
20	7.5	18186
25	6	12315
30	5	8890

部分为质量为20 kg的负载结构,计算时被视为刚体,忽略其变形;下半部分为声子晶体。两者长为400 mm,高度为30 mm,宽度(垂直纸面方向)为150 mm。声子晶体单元模型及其几何参数如图4(b)所示,由于高度方向尺寸的限制,在高度方向仅设置6个周期单元,固定 c 为5 mm,研究其他参数对频响特性的影响。

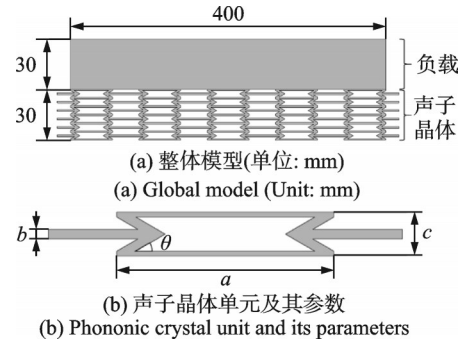


图4 扁平型负泊松比声子晶体隔振模型

Fig.4 Vibration isolation model of flat negative Poisson's ratio phonon crystal

(1) 内凹角度 θ

固定 $a = 12$ mm、 $b = 1$ mm,图5显示了不同内凹角度 θ 下系统的频响曲线。随着角度 θ 的减小,结构的第1阶特征频率不断减小,拓宽了低频范围内的减振频段。内凹角度 θ 的减小有利于结构的压缩变形,降低了结构刚度,导致了其特征频率的减小,这进一步说明扁平的内凹结构有利于低频减振。

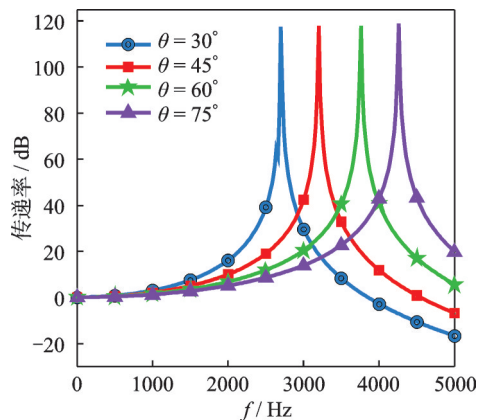


图5 不同内凹角度 θ 下的频响曲线

Fig.5 Frequency response curves under different θ

(2) 单元长度 a

固定内凹角度 $\theta = 30^\circ$ 、 $b = 1 \text{ mm}$ 。图 6 显示了不同单元长度 a 下系统的频响曲线。随着单元长度 a 的增加,单元构型更加趋于扁平,增大声子晶体单元尺寸的同时减小了结构的刚度,因而导致了结构的第 1 阶特征频率的降低。

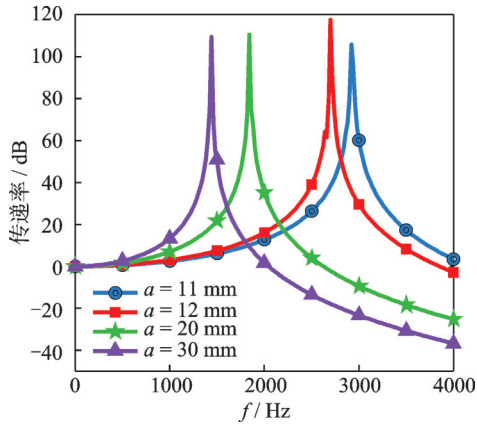


图 6 不同单元长度 a 下的频响曲线

Fig. 6 Frequency response curves under different a

(3) 连接宽度 b

固定内凹角度 $\theta = 30^\circ$ 、 $a = 30 \text{ mm}$ 。图 7 显示了不同连接宽度 b 下的频响曲线。连接宽度的减小降低了结构的刚度,结构的特征频率也随之降低。可见,扁平型负泊松比结构的隔振性能更优。但过小的连接宽度或内凹角度不仅会增加制造难度,而且会大幅度降低结构的承载能力。因此,扁平型负泊松比结构尚无法满足低频宽带隔振要求。

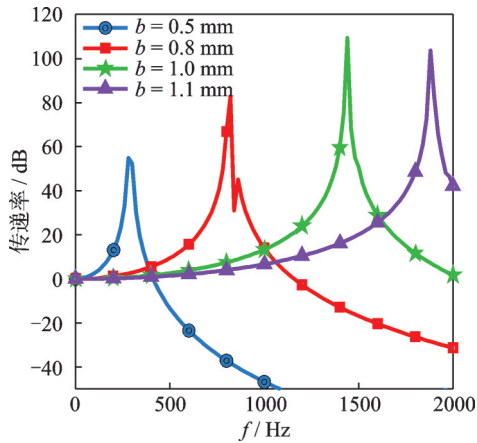


图 7 不同连接宽度 b 下的频响曲线

Fig. 7 Frequency response curves under different b

2 内凹交叉支撑夹层板模型及其减振性能分析

2.1 内凹交叉支撑夹层板模型

采用交叉支撑构型,结合内凹结构,提出了内凹

交叉支撑夹层板声子晶体隔振模型及其单元模型,如图 8 所示。 a_1 、 a_2 、 θ 为其设计几何参数。为了提高计算速度,采用平面应变计算模型。

该模型以交叉的形式放置内凹支撑,一方面显著地减小了结构刚度,有助于降低其特征频率;另一方面,该模型利用狭长的平板连接内凹支撑,使得自下而上传输的弹性波转化为平板上传输的弯曲波,延长了弹性波的传播路径,进而增强了结构的隔振性能^[13]。

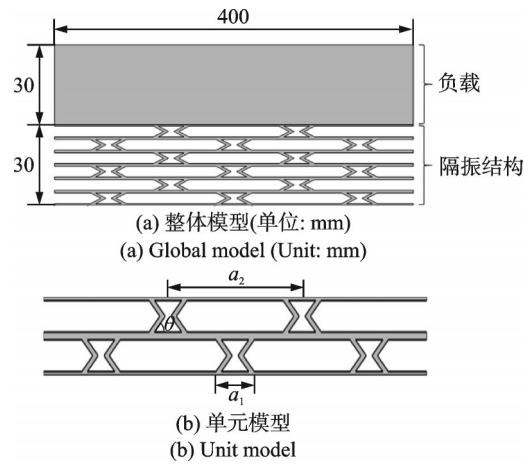


图 8 内凹交叉支撑板的声子晶体隔振模型

Fig. 8 Phonon crystal isolation model with concave cross braced plate

为了与负泊松比结构的隔振性能相比较,对相近的几何参数的两类结构进行了计算。图 9(a)为负泊松比结构在 $a = 30 \text{ mm}$ 、 $b = 1 \text{ mm}$ 、 $\theta = 30^\circ$ 时的频响函数;图 9(b)为板厚 1 mm 的内凹交叉支撑板模型在 $a_1 = 30 \text{ mm}$ 、 $a_2 = 155 \text{ mm}$ 、 $\theta = 30^\circ$ 时的频响函数;图 9(c)为其能带曲线。由 9(a)和(b)可知:相较于负泊松比结构,内凹交叉支撑板的第 1 阶特征频率更低,且在 $0 \sim 2000 \text{ Hz}$ 具有多个带隙,其振动传递率始终保持在较低水平,说明了内凹交叉支撑板低频减振性能更优。

2.2 几何参数对交叉支撑板减振性能的影响

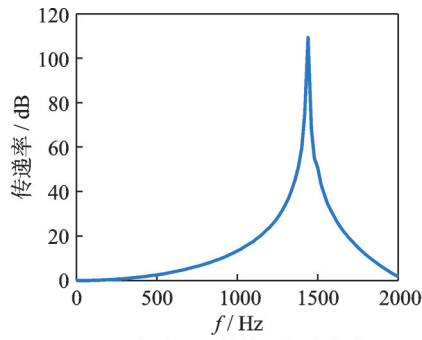
为提升内凹交叉支撑板的隔振性能,下面以该结构的第 1 阶特征频率为参考,研究支撑长度 a_1 、单元长度 a_2 以及内凹角度 θ 对隔振性能的影响规律。

(1) 内凹角度 θ

固定 $a_1 = 40 \text{ mm}$ 、 $a_2 = 140 \text{ mm}$ 。图 10 显示了不同内凹角度 θ 下系统的频响曲线。随着内凹角度 θ 的减小,结构的第 1 阶特征频率显著降低,与负泊松比结构变化规律相同。

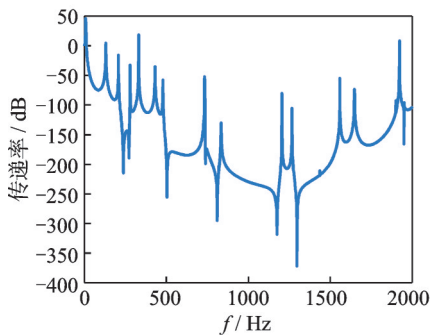
(2) 支撑长度 a_1

固定 $a_2 = 140 \text{ mm}$ 、 $\theta = 10^\circ$ 。图 11 显示了不同



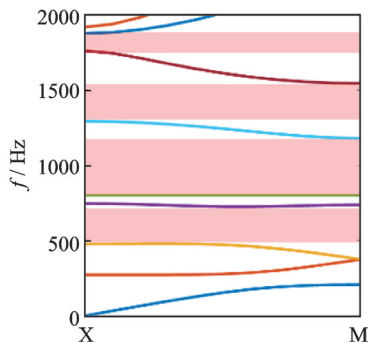
(a) 负泊松比结构的频响曲线

(a) Frequency response curve of negative Poisson's ratio structure



(b) 内凹交叉支撑板模型的频响曲线

(b) Frequency response curve of the concave cross braced plate model



(c) 内凹交叉支撑板模型的能带曲线

(c) Band gap curve of the concave cross braced plate model

图9 两种结构减振性能的比较

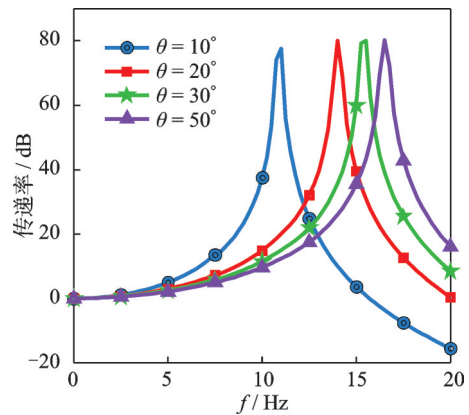
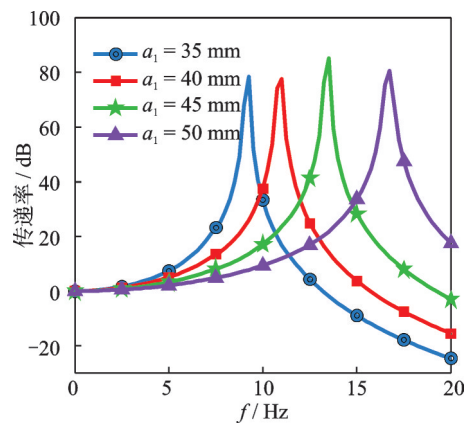
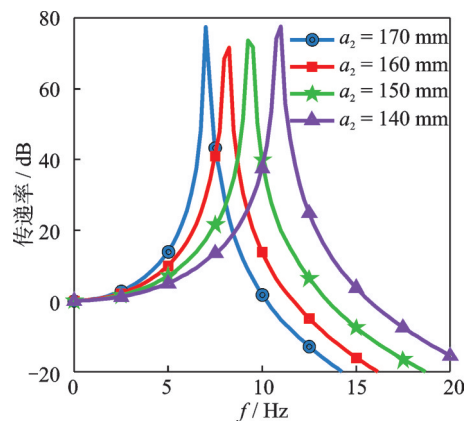
Fig. 9 Comparison of vibration reduction performance of two structures

a_1 下系统的频响曲线。结构的特征频率随着支撑长度的减小而降低。这是由于 a_1 的减小增加了相邻支撑的水平间距,从而增大了振动引起的弯曲波在板中的传播距离,进而提升了结构的减振性能。

(3) 单元长度 a_2

固定 $a_1 = 40 \text{ mm}$ 、 $\theta = 10^\circ$ 。图12显示了不同 a_2 下系统的频响曲线。随着单元长度 a_2 的增大,支撑间的距离也相应增加,从而增大了弯曲波在板中的传播距离,使得结构的特征频率进一步降低。

综上所述,选取较小的内凹角度 θ 、支撑长度 a_1 及较大的单元长度 a_2 ,内凹交叉支撑板结构的1阶特征频率能够降低到10 Hz以内,有利于实现低频宽带的减振目标。

图10 不同内凹角度 θ 下的频响曲线Fig. 10 Frequency response curves under different θ 图11 不同支撑长度 a_1 下的频响曲线Fig. 11 Frequency response curves under different a_1 图12 不同单元长度 a_2 下的频响曲线Fig. 12 Frequency response curves under different a_2

3 三维内凹交叉支撑板减振性能

3.1 三维内凹交叉支撑板模型

根据几何参数影响规律,设计了一种内凹交叉支撑板模型,结构及其参数如图13所示(由于结构形态过于扁平,高度方向尺寸过小。出于图形美观考虑,对高度方向尺寸进行了放大)。支撑板的长 \times

宽×高 = 480 mm × 180 mm × 36 mm。负载质量不变。

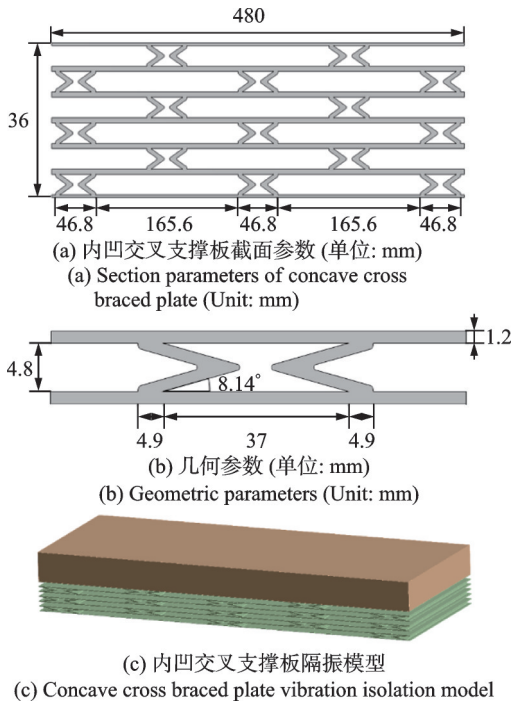


图 13 内凹交叉支撑板模型及其参数
Fig.13 Model of concave cross braced plate and its parameters

3.2 三维内凹交叉支撑板的数值分析

使用有限元软件 ANSYS 对三维内凹交叉支撑板的减振性能进行了数值计算,计算流程如图 14 所示。

(1) 静强度分析

经静力分析得到在 20 kg 负载重力作用下的结构应力,如图 15 所示。结构应力分布较为均匀,最大 Mises 应力为 36 MPa,位于平板与内凹支撑的连接部位,远远小于铝合金的许用应力。图 16 显示了静载下的竖向变形,结构的变形主要由支撑板弯曲产生。声子晶体单元仅存在较小的竖向变形,结构趋于更扁平,结构刚度相应减弱,低频隔振性能有所加强。

(2) 谐响应分析

将静力分析得到的负载重力产生的应力作为谐响应分析的预应力,并在模型底部施加正弦位移激励。图 17(a)为 15 Hz 激励下结构的竖向位移云图。振动在自下而上的传播过程中,在层间逐步衰减,导致顶端位移远远小于输入位移,说明内凹交叉支撑板模型在 15 Hz 时已经具备良好的减振性能。观测顶端负载的位移响应,结构在 0~2000 Hz 范围内的频响曲线如图 17(b)所示。由于纵向激励主要激发此模型的纵向伸缩变形,加之模型在宽度方向的刚度远大于长度方向,平板在宽度方向难以产生弯曲

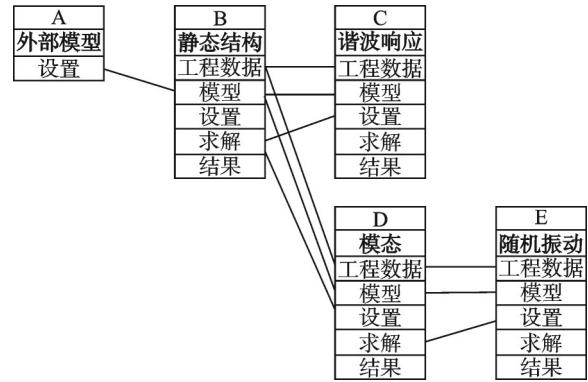


图 14 计算模块流程图
Fig.14 Flow chart of calculation modules

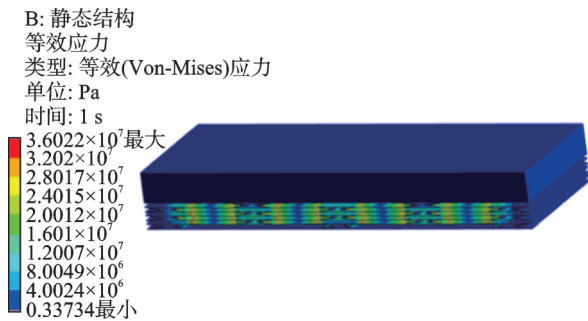


图 15 内凹交叉支撑板在重力作用下的 Mises 应力
Fig.15 Mises stress of concave cross braced plates under gravity

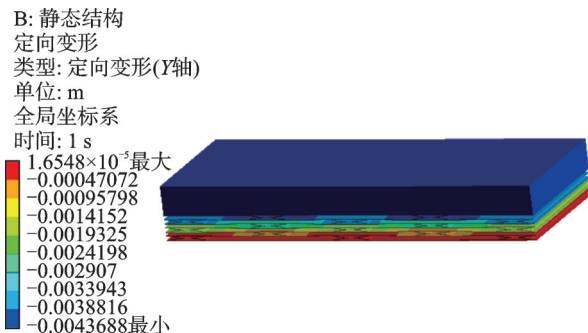


图 16 内凹交叉支撑板在重力作用下的竖向位移
Fig.16 Vertical displacement of concave cross braced plates under gravity

变形,三维模型与二维平面应变模型的计算结果十分接近。除在第 1 阶共振峰(7.5 Hz)附近外,结构在 15~2000 Hz 的频率范围内,振动传递率均小于 0 dB,对此频段的振动具有良好的抑制作用。

(3) 随机振动分析

随机振动的频谱分析需计算固有频率和模态振型。为了涵盖 0~2000 Hz 激励频率范围,模态分析得到了内凹交叉支撑板模型的前 180 阶模态。图 18 显示了第 1 阶纵振模态,其振动频率为 7.5 Hz,对应于图 17 中的共振峰,负载竖直方向位移最大。

表 2 列出了随机激励的加速度功率谱密度 (PSD),其为常见机载电子设备所受到的随机激励

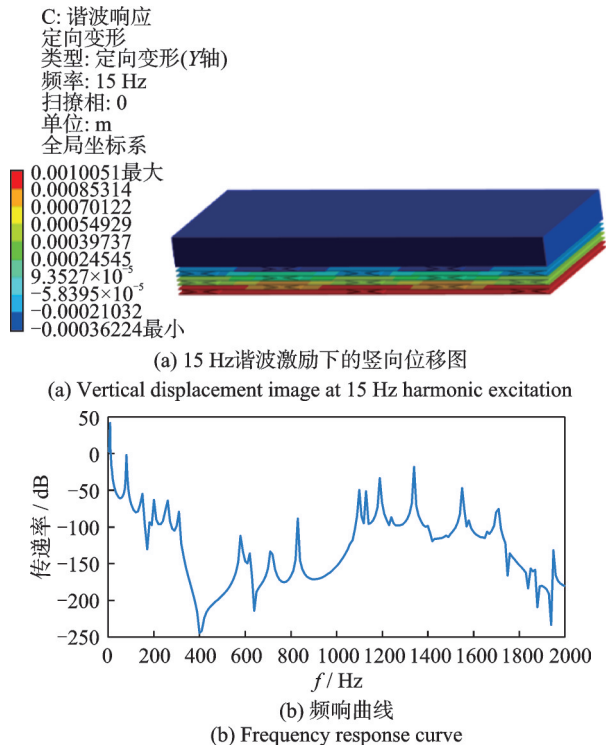


图 17 内凹交叉支撑板谐波响应分析结果
Fig. 17 Results of harmonic response analysis of concave cross braced plates

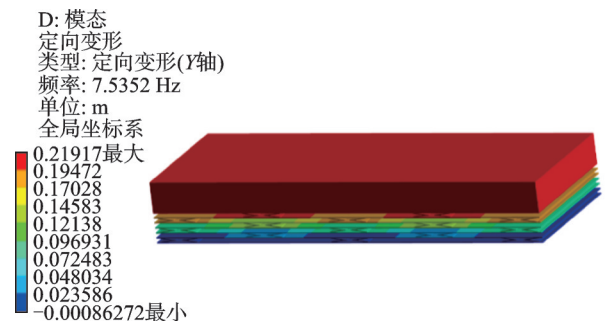


图 18 内凹交叉支撑板的第1阶纵振模态
Fig. 18 First order longitudinal vibration mode of concave cross braced plate

表 2 加速度 PSD 值
Tab. 2 Acceleration PSD

频率/Hz	功率谱密度/(g ² ·Hz ⁻¹)
15	0.064
131.2	0.064
300	0.112
1000	0.112
2000	0.028

谱。由于其最小激励频率大于 7.5 Hz,该结构对此激励有良好的抑制效果。

在随机振动分析中,激励施加在底面固定支撑处。图 19(a)和(b)分别显示了 3σ (σ为标准差)置信度时的 Mises 应力与竖向位移均方根(RMS)响应。最大应力为 37.1 MPa,考虑最大预应力为 36 MPa,

仍满足材料的强度要求。负载的最大位移为 2.27 mm,因此顶部设备负载振动微弱。图 19(c)显示了负载的输出响应与输入激励 PSD 及振动衰减率。在 95~2000 Hz 内,负载的加速度响应 PSD 均小于输入值,振动衰减率大于 88%。振动衰减率定义为:

$$\text{衰减率} = \frac{100(\text{输入} - \text{响应})}{\text{输入}} \% \quad (1)$$

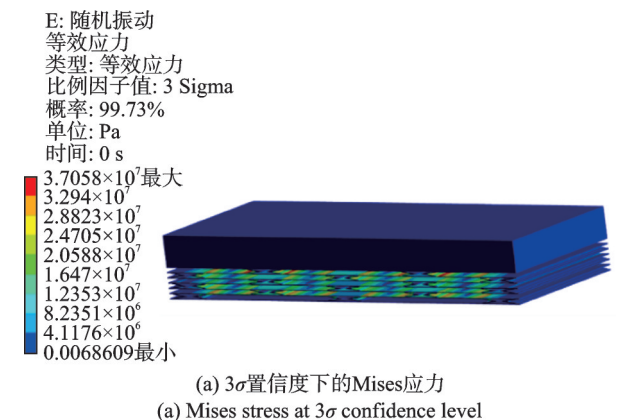


图 19 随机振动分析计算结果
Fig. 19 Results of random vibration analysis

3.3 内凹交叉支撑板减振性能实验研究

图 20 为内凹交叉支撑板样件。样件采用 3D 打印方法制造,将铝合金粉末沿着高度方向逐层堆积,即可打印出如图 20 所示结构。样件材料为铝合金 Al-Si10Mg,其密度为 2.67 g/cm³,弹性模量为 70 GPa,屈服强度为 245 MPa。几何参数与图 13 一致,质量为 2.22 kg。

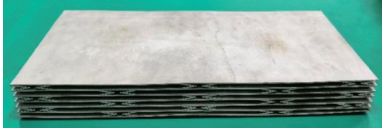


图 20 内凹交叉支撑板样件

Fig. 20 Concave cross braced plate sample

实验设备如图 21 所示,主要包括航天希尔 10T 振动台与振动控制仪。在控制仪中输入振动信号,振动台即可产生相应的振动。实验器材的安装方式如图 22 所示,样件顶部粘贴有 2 个 10 kg 的砝码,底部通过 6 个夹具与振动台固定。振动台与砝码上分别安装有加速度传感器,可监测输入与输出的振动信号,得到结构的频响关系。



(a) 航天希尔 10T 振动台

(a) Aerospace Hill 10T shaking table



(b) 振动控制仪

(b) Vibration controller

图 21 实验设备

Fig. 21 Experimental equipment

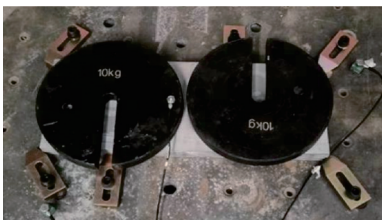


图 22 实验器材安装图

Fig. 22 Installation of laboratory equipment

(1) 谐波激励实验

图 23 为实验中通过扫频测得的频响曲线。由于底面固定方式、负载分布位置等实验条件不同于仿真计算,实验与理论结果之间可能存在一定差异。在 15~2000 Hz 的频段内,频响曲线仅在 32.5、92.5、802.5 Hz 三个频率附近出现了较小的正值波峰,而在其他频段内全部为负值。因此实验验证了内凹交叉支撑板具有良好的低宽频减振性能。

(2) 随机激励实验

图 24 为实验测得的随机振动加速度 PSD 曲线。加速度 PSD 激励见表 2。随机振动 PSD 响应与频

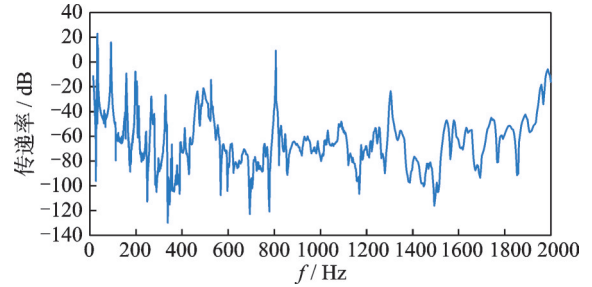


图 23 实验测得的频响曲线

Fig. 23 Frequency response curve obtained from experiment
响曲线具有一致的变化趋势,且在 100~2000 Hz 内均小于输入 PSD,说明了该结构对随机振动激励同样具有良好的减振性能。

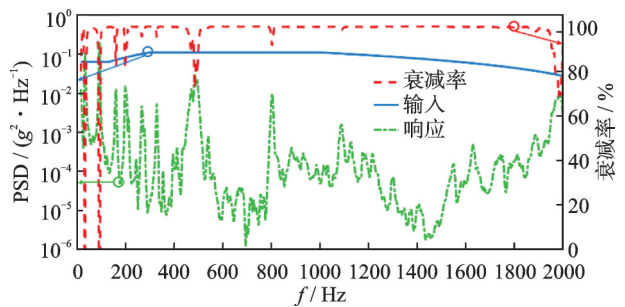


图 24 实验测得的随机振动 PSD

Fig. 24 Random vibration PSD obtained in the experiment

三维内凹交叉支撑板模型在没有采用阻尼材料的情况下,实现了下列指标:

- (1) 样件重量 < 2.5 kg, 样件高 × 长 × 宽 ≤ 36 mm × 480 mm × 180 mm, 呈板状结构;
- (2) 负载重量 = 20 kg;
- (3) 在 100~500 Hz 频段内,输出 PSD 相较于输入 PSD 的衰减率 > 70%;
- (4) 在 3~80、500~2000 Hz 频段内,输出 PSD 相较于输入 PSD 的衰减率 > 40%;
- (5) 在表 2 加速度 PSD 的随机振动激励下,3σ 的置信度下隔振结构工作位移 < 3 mm。

4 结 论

针对电子设备的隔振问题,从内凹六边形负泊松比结构出发,研究了几何参数对带隙和振动传递的影响规律,提升了该结构的减振性能。然后提出了一种内凹交叉支撑板模型,通过静力学、频域和随机振动数值仿真和实验测试,验证了其良好的低宽频减振性能。

(1) 扁平型内凹六边形负泊松比声子晶体具有良好的减振性能。提出了减小内凹角度、增加单元长度、减小连接宽度等提升内凹结构减振性能的方法。

(2)揭示了内凹交叉支撑板模型通过减小内凹角度、支撑长度,增大单元长度等方法提升减振性能的作用机理。

(3)提出的内凹交叉支撑板模型具有体积小^[14]、重量轻^[17]、承载力大^[18]等优点,同时对于低频宽带振动有较强的衰减能力,因此有广阔的应用前景。

参考文献:

- [1] 任鑫,张相玉,谢亿民.负泊松比材料和结构的研究进展[J].力学学报,2019,51(3):656-687.
REN Xin, ZHANG Xiangyu, XIE Yimin. Research progress in auxetic materials and structures[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, 51(3): 656-687.
- [2] 于靖军,谢岩,裴旭.负泊松比超材料研究进展[J].机械工程学报,2018,54(13):1-14.
YU Jingjun, XIE Yan, PEI Xu. State-of-art of metamaterials with negative Poisson's ratio[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(13): 1-14.
- [3] SCARPA F, TOMLINSON G. Theoretical characteristics of the vibration of sandwich plates with in-plane negative Poisson's ratio values[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 230(1): 45-67.
- [4] RUZZENE M, SCARPA F, SORANNA F. Wave beaming effects in two-dimensional cellular structures[J]. Smart Materials and Structures, 2003, 12(3): 363-372.
- [5] RUZZENE M. Vibration and sound radiation of sandwich beams with honeycomb truss core[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 277(4-5): 741-763.
- [6] 黄毓,刘书田.二维格栅材料带隙特性分析与设计[J].力学学报,2011,43(2):316-329.
HUANG Yu, LIU Shutian. Analysis and design of two dimensional lattice materials with band-gap characteristics[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2011, 43(2): 316-329.
- [7] THAMBURAJ P, SUN J Q. Effect of material and geometry on the sound and vibration transmission across a sandwich beam[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123(2): 205-212.
- [8] SOROKIN S V. Vibrations of and sound radiation from sandwich plates in heavy fluid loading conditions[J]. Composite Structures, 2000, 48(4): 219-230.
- [9] CHEN J S, SUN C T. Wave propagation in sandwich structures with resonators and periodic cores[J]. Journal of Sandwich Structures & Materials, 2013, 15(3): 359-374.
- [10] CHEN J S, SHARMA B, SUN C T. Dynamic behaviour of sandwich structure containing spring-mass resonators[J]. Composite Structures, 2011, 93(8): 2120-2125.
- [11] SONG Y B, FENG L P, WEN J H, et al. Reduction of the sound transmission of a periodic sandwich plate using the stop band concept[J]. Composite Structures, 2015, 128: 428-436.
- [12] 李贤冰.蜂窝夹层板结构的减振设计[D].长沙:国防科学技术大学,2012.
LI Xianbing. Vibration reduction designing of honeycomb sandwich plate structures[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2012.
- [13] JIANG S, CHEN H, DAI L X, et al. Multiple low-frequency broad band gaps generated by a phononic crystal of periodic circular cavity sandwich plates[J]. Composite Structures, 2017, 176: 294-303.
- [14] LI Y G, ZI H, WU X, et al. Flexural wave propagation and vibration isolation characteristics of sandwich plate-type elastic metamaterials[J]. Journal of Vibration and Control, 2021, 27(13-14): 1443-1452.
- [15] YE Y Y, MEI C S, LI L, et al. Broadening band gaps of Bragg scattering phononic crystal with graded supercell configuration[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2022, 144(6): 061010.
- [16] LI J Q, FAN X L, LI F M. Numerical and experimental study of a sandwich-like metamaterial plate for vibration suppression[J]. Composite Structures, 2020, 238: 111969.
- [17] QIANG C X, HAO Y X, ZHANG W, et al. Bandgaps and vibration isolation of local resonance sandwich-like plate with simply supported overhanging beam[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2021, 42(11): 1555-1570.
- [18] ZHANG Q, GUO D K, HU G K. Tailored mechanical metamaterials with programmable quasi-zero-stiffness features for full-band vibration isolation[J]. Advanced Functional Materials, 2021, 31(33): 2101428.
- [19] ZHOU P, WAN S. Low frequency vibration isolation performance of the plate with periodic cylindrical oscillators[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 831(1): 012005.
- [20] HAN D H, ZHAO J B, ZHANG G J, et al. Study on low-frequency band gap characteristics of a new Helmholtz type phononic crystal[J]. Symmetry, 2021, 13(8): 1379-1381.

第一作者:杨雪(1992—),女,博士,高级工程师。

E-mail: 1287245258@qq.com

通信作者:胡洪平(1973—),男,博士,教授。

E-mail: huhp@hust.edu.cn